

Steuerventil für einen einen Druckübersetzer enthaltenden Kraftstoffinjektor

5

Technisches Gebiet

Zur Versorgung von Brennräumen selbstzündender Verbrennungskraftmaschinen mit Kraftstoff können sowohl druckgesteuerte als auch hubgesteuerte Einspritzsysteme eingesetzt werden. Als Kraftstofffeinspritzsysteme kommen neben Pumpe-Düse-Einheiten, Pumpe-Leitung-Düse-Einheiten auch Speichereinspritzsysteme zum Einsatz. Speichereinspritzsysteme (Common Rail) ermöglichen in vorteilhafter Weise, den Einspritzdruck an Last- und Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine anzupassen. Zur Erzielung hoher spezifischer Leistungen und zur Reduktion der Emissionen der Verbrennungskraftmaschine ist generell ein möglichst hoher Einspritzdruck erforderlich.

Stand der Technik

20 Aus Gründen der Festigkeit ist das erreichbare Druckniveau bei heute eingesetzten Speichereinspritzsystemen zur Zeit auf etwa 1600 bar begrenzt. Zur weiteren Drucksteigerung an Speichereinspritzsystemen kommen an diesen Drückübersetzer zum Einsatz.

DE 101 23 910.6 bezieht sich auf eine Kraftstofffeinspritzeinrichtung, mit welcher den Brennräumen einer mehrzylindrigen Verbrennungskraftmaschine Kraftstoff zugeführt wird. Die Brennräume der Verbrennungskraftmaschine werden jeweils über Kraftstoffinjektoren mit Kraftstoff versorgt. Diese sind über eine Hochdruckquelle beaufschlagt; ferner umfasst die Kraftstofffeinspritzeinrichtung gemäß DE 101 23 910.6 einen Druckübersetzer, der einen beweglichen Druckübersetzerkolben aufweist, welcher einen an die Hochdruckquelle anschließbaren Raum von einem mit dem Kraftstoffinjektor verbundenen Hochdruckraum trennt. Der Kraftstoffdruck im Hochdruckraum lässt sich durch Befüllen eines Rückraumes des Druckübersetzers mit Kraftstoff beziehungsweise durch Entleerung dieses Rückraums von Kraftstoff variieren. Mit der Ansteuerung des Druckübersetzers über dessen Rückraum kann erreicht werden, dass die Ansteuerverluste im Kraftstoffhochdrucksystem im Vergleich zu einer Ansteuerung über eine zeitweise mit der Hochdruckquelle verbundenen Arbeitsraum kleiner gehalten werden können. Ferner lässt sich der Hochdruckraum des Druckübersetzers nur bis auf das Druckniveau des Hochdruckspeicherraums entlasten und nicht bis auf Leckagedruckniveau. Damit kann einerseits der hydraulische Wirkungsgrad verbessert werden, andererseits kann einer schnelleren Druckaufbau bis auf das System-

druckniveau erfolgen, so dass die zwischen den einzelnen Einspritzphasen liegenden zeitlichen Abstände erheblich verkürzt werden können.

An einem jeden Kraftstoffinjektor einer Verbrennungskraftmaschine kann ein Druckübersetzer eingesetzt werden, um den Einspritzdruck zu erhöhen. Falls der Druckübersetzer nicht aktiviert ist, besteht eine Strömungsverbindung vom Druckspeicher zur Einspritzdüse. Ein solches System kann mit zwei Ventilen mit unabhängig aktivierbaren Aktoren ausgestattet sein, um eine flexible Einspritzverlaufsformung zu gewährleisten. Von Nachteil gemäß dieser Lösung ist der relativ hohe Fertigungsaufwand für eine Steuerung eines solchen Kraftstoffeinspritzsystems mit zwei Ventilen und zwei unabhängig aktivierbaren Aktoren. Die Ausbildung eines Druckübersetzer-Steuerventils kann dabei aufgrund der hohen Absteuermengen aus dem Differenzdruckraum des Druckübersetzers den Einsatz eines servo-hydraulisch unterstützten Ventils notwendig machen. Dies geht jedoch mit relativ hohen Fertigungskosten einher. Werden hingegen an solchen Systemen Schieberventile eingesetzt, bietet dies den Vorteil günstigerer Herstellkosten und einer verringerten Toleranzempfindlichkeit. Jedoch ist zur Gewährleistung einer ausreichenden Hochdruckdichte eine hohe Überdeckung der Schiebersteuerkanten zu gewährleisten, was wiederum einen großen Ventilhub von einigen Millimetern des Schieberventils erforderlich macht. Dies wiederum hat zur Folge, dass eine exakte und schnelle Schließbewegung eines Ventilkolbens mit einer solchen Lösung nur schwierig zu erreichen ist, da die zur Herbeiführung exakter und schneller Schließbewegung erforderlichen großen Federkräfte im Injektoraubraum nicht realisierbar sind. Der große Hub eines als Schieberventil ausgebildeten Ventilkolbens benötigt zur Realisierung hoher Federkräfte einen großen Bauraum.

25

Darstellung der Erfindung

Um eine exakte schnelle Schließbewegung eines Steuerventils für einen Druckübersetzer zu gewährleisten, wird das Steuerventil als Schieberventil mit einer Druckstufe ausgebildet. Der Ventilkolben des erfindungsgemäß vorgeschlagenen Schieberventils kann dabei zweiteilig aufgebaut sein, so dass dieser keine Doppelführung aufweist und sich relativ einfach herstellen lässt. Es sind lediglich zwei Führungen unterschiedlichen Durchmessers erforderlich. Die Trennstelle des zweiteilig ausgebildeten Ventilkolbens liegt in einem Niederdruckraum, wohingegen beide Stirnseiten der Ventilkolbenteile jeweils mit Hochdruck beaufschlagt sind, so dass eine Trennung der Ventilkolben ausgeschlossen ist. Durch die am Schieberventil ausgebildete Druckstufe wird das Ventil über hydraulische Kräfte geschlossen, so dass die Erzeugung einer großen Federkraft nicht erforderlich ist. Dies wiederum bietet den Vorteil, dass das erfindungsgemäß vorgeschlagene Ventil problemlos

im bei Kraftstoffinjektoren zur Verfügung stehendem Raum untergebracht werden kann.

Über die Druckstufe kann in vorteilhafter Weise eine hydraulische Rückstellkraft erzeugt werden. Bei bekannten Schieberventilen mit Druckstufen bestehen mehrere Leckagestellen, wobei an mehreren Führungsabschnitten eines Servoventilkolbens eine große Druckdifferenz zwischen Rail-Druck (Systemdruck) und Niederdruck anliegt. Dadurch sind für die Führungsabschnitte große Überdeckungslängen vorzusehen, um die Leckagemenge in Grenzen zu halten, was gemäß dieser Lösung große Baulängen des Servoventilkolbens zur Folge hat.

Bei Ausbildung eines Servoventilkolbens mit nur einem Führungsabschnitt, der im Ruhezustand des Kraftstoffinjektors mit Systemdruck (Rail-Druck) beaufschlagt ist, lässt sich die Leckage erheblich reduzieren. Dieser eine Führungsabschnitt weist einen kleineren Dichtdurchmesser auf, da in diesem Abschnitt keine Ventiltaschen zum Anschluss für Steuerbohrungen vorzusehen sind. Durch eine kürzere Gesamtlänge des Führungsabschnittes des Servokolbens lässt sich darüber hinaus die Herstellung erleichtern.

Alternativ zur Ausbildung des Steuerventils als 3/2-Schieber-Schieber-Ventil mit nur einem Führungsabschnitt, der im Ruhezustand des Kraftstoffinjektors mit Rail-Druck beaufschlagt ist, kann zur weiteren Reduktion der Leckageverluste ein zusätzlicher Ventilsitz eingesetzt werden. Dieser zusätzliche Ventilsitz kann als Flachsitz ausgebildet werden und ist innerhalb eines zweiteiligen Ventilgehäuses konstruktiv einfach und hinsichtlich der Herstellungskosten günstig darstellbar. Zudem lässt sich bei Einsatz eines 3/2-Schieberventils mit Flachsitz als Steuerventil für den Druckübersetzer der Wirkungsgrad eines Kraftstoffinjektors erheblich erhöhen. Die erforderlichen Führungslängen sowie der Ventilhub lassen sich weiter reduzieren, was insgesamt zur Bauraumverringerung des vorgeschlagenen 3/2-Schieberventils beiträgt. Damit ist der Einsatz der erfindungsgemäßen Lösung im Zieleinbauraum moderner Verbrennungskraftmaschinen, wo nur wenig Einbauraum zur Verfügung steht, gewährleistet. Die Ausführung des Servoventils als 3/2-Schieber-Schieber-Ventil mit Flachsitz ermöglicht die Realisierung eines leckagelosen Servokolbens, mit dem weiterhin eine vorgebbare Schaltfolge beim Ventilschließen realisierbar ist, um eine Nacheinspritzung unter erhöhtem Druckniveau zu ermöglichen.

Für alle Varianten des erfindungsgemäß vorgeschlagenen Servoventils gilt, dass zwei Steuerräder zu Steuerung des Druckübersetzers eingesetzt werden. Die Steuerräder (Schieberdichtung) sind so ausgeführt, dass beim Schließen ein seitlicher Verzug zwischen Schließen der einen und Öffnen der anderen der Steuerräder auftritt, der für den Aufbau eines Druckpolsters ausgenutzt wird.

Zeichnung

5 Anhand der Zeichnung wird die Erfindung nachstehend detaillierter erläutert.

Es zeigt:

10 Figur 1 eine erste Ausführungsvariante eines Servoventils mit Druckstufe zur Ansteuerung eines Druckübersetzers eines Kraftstoffinjektors,

15 Figur 2 eine Ausführungsvariante des in Figur 1 dargestellten, als Schieberventil ausgebildeten Servoventils mit einem weiteren, über den Differenzdruckraum beaufschlagten hydraulischen Raum,

Figur 3 eine weitere Ausführungsvariante eines als Schieberventil ausgebildeten Servoventils zur Ansteuerung eines Druckübersetzers - dargestellt im Ruhezustand

20 Figur 4 die in Figur 3 dargestellte Ausführungsvariante eines als Schieberventil ausgebildeten Servoventils bei aktiviertem Druckübersetzer,

25 Figur 5 eine weitere Ausführungsvariante eines als Schieberventil ausgestalteten Servoventils mit mehrteiligem Servoventilgehäuse und darin ausgebildetem Flach-
sitz im Ruhezustand und

Figur 6 die in Figur 5 dargestellte Ausführungsvariante eines als Schieberventil ausgebildeten Servoventils bei aktiviertem Druckübersetzer.

30

Ausführungsvarianten

Figur 1 ist ein als Schieberventil ausgebildetes Servoventil zur Ansteuerung eines Druckübersetzers an einem Kraftstoffinjektor zu entnehmen.

35

Über eine Hochdruckquelle 1, bei welcher es sich um einen Hochdrucksammelraum (Common Rail) oder eine Hochdruckkraftstoffpumpe handeln kann, wird ein Druckübersetzer 2 mit unter hohem Druck stehenden Kraftstoff beaufschlagt. Der Druckübersetzer 2 umfasst einen Arbeitsraum 4 sowie einen Differenzdruckraum 5 (Rückraum), die vonein-

ander durch einen Übersetzerkolben 3 getrennt sind. Der Druckübersetzer 2 umfasst darüber hinaus einen Kompressionsraum 6. Von diesem zweigt eine Hochdruckleitung 8 ab, wobei im Wiederbefüllungszweig des Druckübersetzers 2 ein Rückschlagventil 7 aufgenommen ist.

5

Über die Hochdruckleitung 8 wird ein Kraftstoffinjektor 9 mit unter übersetztem Druck stehenden Kraftstoff – entsprechend des Übersetzungsverhältnisses des Druckübersetzers 2 – beaufschlagt. Die Hochdruckleitung 8 geht in einen Düsenraumzulauf 15 über, über welchen ein Düsenraum 14 mit Kraftstoff beaufschlagt wird. Von der Hochdruckleitung 8 zweigt eine erste Zulaufdrossel 12 in einen Steuerraum 11 ab. Der Steuerraum 11 ist über eine erste Ablaufdrossel 13 bei Betätigung eines ersten Schaltventils 18 in einen ersten Rücklauf 19 niederdruckseitig druckentlastbar. Über die Druckbeaufschlagung beziehungsweise Druckentlastung des Steuerraums 11 wird die Hubbewegung eines beispielsweise nadelförmig ausgebildeten Einspritzventilgliedes 10 gesteuert. Das Einspritzventilglied 10 umfasst im Bereich des Düsenraumes 14 eine Druckstufe 17. Darüber hinaus ist das Einspritzventilglied 10 über ein Federelement 20 in Schließrichtung beaufschlagt. Das Federelement 20 ist in einem Raum des Injektorkörpers des Kraftstoffinjektors 9 angeordnet, von welchem ein zweiter Rücklauf 21 niederdruckseitig abzweigt. Beim Öffnen des Einspritzventilgliedes 10 werden die in einen hier nicht näher dargestellten Brennraum einer Verbrennungskraftmaschine mündenden Einspritzöffnungen 16 freigegeben, so dass unter hohem Druck stehender Kraftstoff in den Brennraum der Verbrennungskraftmaschine eingespritzt werden kann.

Von der Hochdruckquelle 1 wird ferner über eine Versorgungsleitung 22 ein Steuerraum 29 eines Servoventils 23 mit unter hohem Druck stehenden Kraftstoff versorgt. Das Servoventil 23 ist durch Ansteuerung eines Schaltventils 24, welches ablaufseitig in einen dritten Rücklauf 25 auf der Niederdruckseite mündet, betätigbar. Zwischen dem zweiten Schaltventil 24 und dem Steuerraum 29 des Servoventils 23 kann eine zweite Ablaufdrossel 27 geschaltet sein. Im Steuerraum 29 ist ferner ein Anschlag 30 für eine Stirnseite 28 eines zweiten Servoventilkolbens 33 aufgenommen. Im in Figur 1 dargestellten Ausführungsbeispiel eines Servoventils sind im Gehäuse des Servoventils 23 ein erster Kolben 32 und ein zweiter Kolben 33 aufgenommen. Der zweite Kolben 33 weist, verglichen mit dem Durchmesser des ersten Kolbens 32, einen größeren Durchmesser auf. Der zweite Kolben 33 wird durch eine im Steuerraum 29 des Servoventils 23 aufgenommene Ventilfeder 31 beaufschlagt.

Unterhalb des zweiten Kolbens 33 befindet sich im Ventilgehäuse des Servoventils 23 ein erster hydraulischer Raum 34, der einen Abzweig zu einem vierten niederdruckseitigen Rücklauf 35 aufweist. Unterhalb des ersten hydraulischen Raumes 34 befindet sich ein

zweiter hydraulischer Raum 38, der mit dem Differenzdruckraum 5 (Rückraum) des Druckübersetzers 2 über eine Verbindungsleitung 43 hydraulisch in Verbindung steht. Zwischen dem zweiten hydraulischen Raum 38 und einem dritten hydraulischen Raum 42 weist der erste Kolben 32 einen asymmetrisch ausgebildeten Abschnitt auf. Dieser Abschnitt 5 ist in einer Überdeckungslänge 41 ausgebildet und gibt einen Strömungsquerschnitt vom zweiten hydraulischen Raum 38 in den dritten hydraulischen Raum 42 frei. Im oberen Bereich des ersten Kolbens 32 weist dieser unterhalb der Anlagefläche an der unteren Stirnseite des zweiten Kolbens 33 eine erste Überdeckungslänge 37 (h_1) auf. Im Bereich des ersten hydraulischen Raums 34 ist durch den Durchmesserunterschied des zweiten Kolbens 10 33 und des ersten Kolbens 32 eine Druckstufe ausgebildet, die oberhalb eines ersten Dichtsitzes 36 liegt. Am unteren Bereich des ersten Kolbens 32 ist ventilgehäuseseitig eine Dichtkante 40 als Schiebersitz ausgebildet. Der hydraulische Raum 42 wird über eine Überströmleitung 39, die von der Versorgungsleitung 22 zur Befüllung des Steuerraums 29 des Servoventils 23 abzweigt, mit unter hohem Druck stehenden Kraftstoff beaufschlagt. 15 Die vom dritten hydraulischen Raum 42 umschlossene Stirnseite des ersten Kolbens 32 ist mit Bezugszeichen 44 gekennzeichnet.

Figur 2 zeigt eine Modifikation des in Figur 1 dargestellten Kraftstoffeinspritzsystems, einen Druckübersetzer sowie einen Kraftstoffinjektor umfassend.

20 Im Unterschied zur Darstellung gemäß Figur 1 zweigt von der Verbindungsleitung 43 des Differenzdruckraums 5 (Rückraum) des Druckübersetzers 2 zur Beaufschlagung des zweiten hydraulischen Raums 38 ein Verbindungsleitungsabschnitt 46 ab. Der Verbindungsleitungsabschnitt 46 beaufschlagt einen vierten hydraulischen Raum 45 mit Kraftstoff, der unter dem im Differenzdruckraum 5 (Rückraum) des Druckübersetzers 2 herrschenden Druck steht. Der erste Kolben 32 ist im Vergleich zur Ausbildung des ersten Kolbens 32 in der in Figur 1 dargestellten Ausführungsvariante mit einem verlängerten, den dritten hydraulischen Raum 42 durchsetzenden Länge ausgebildet. Die Stirnseite 44 des ersten Kolbens 32 ragt in den in Figur 2 dargestellten vierten hydraulischen Raum 45 hinein. Demzufolge kann die Stirnseite 44 des ersten Kolbens 32 im vierten hydraulischen Raum 45 durch den im Differenzdruckraum 5 herrschenden Druck beaufschlagt werden.

30 Im Übrigen entspricht die in Figur 2 dargestellte Ausführungsvariante eines Kraftstoffinjektors mit Druckübersetzer, der über ein Servoventil angesteuert wird, der im Zusammenhang mit Figur 1 bereits beschriebenen Ausführungsvariante.

35 Die Funktionsweise des in den Figuren 1 und 2 dargestellten Kraftstoffeinspritzsystems mit Druckübersetzer stellt sich wie folgt dar:

Im Ausgangszustand, d.h. bei geschlossenem zweiten Schaltventil 24, ist der Steuerraum 29 des Servoventils 23 über die Versorgungsleitung 22 mit dem in der Hochdruckquelle 1 (Hochdruckspeicherraum) herrschenden Druck beaufschlagt. Auf die Stirnfläche 28 des zweiten Kolbens 33 wirkt eine schließende Druckkraft, die höher ist als die in Öffnungsrichtung vom dritten hydraulischen Raum 42 auf die Stirnseite 44 des ersten Kolbens 32 wirkende Druckkraft. Der Kolbenverbund 32, 33 wird dadurch in seine untere Stellung gestellt, so dass der erste Dichtsitz 36 geschlossen ist und der zweite Dichtsitz 40 aufgrund der offenstehenden Schieberkante geöffnet ist. Dadurch ist der Differenzdruckraum 5 (Rückraum) des Druckübersetzers 2 über den zweiten hydraulischen Raum 38 via Verbindungsleitung 43 und dem offenstehenden Strömungskanal 41 mit dem im dritten hydraulischen Raum 42 herrschenden Druck, welcher dem in der Hochdruckquelle 1 herrschenden Druck entspricht, beaufschlagt. Aufgrund dessen bleibt der Druckübersetzer 2 deaktiviert, da in dessen Arbeitsraum 5 ebenfalls der in der Hochdruckquelle 1 herrschende Druck ansteht. Zur Gewährleistung der Hochdruckdichtheit ist unterhalb der Druckstufe eine erste Überdeckungslänge 37 ausgebildet.

Durch Aktivierung des zweiten Schaltventils 24 wird der Steuerraum 29 des Servoventils 23 in den dritten niederdruckseitigen Rücklauf 25 entlastet, wodurch der Kolbenverbund 32, 33 öffnet. Durch die im dritten hydraulischen Raum 42 an der Stirnseite 44 des ersten Kolbens 32 erzeugte hydraulische Öffnungskraft wird eine schnelle und exakt ablaufende Öffnung des Kolbenverbundes 32, 33 erreicht. Im geöffneten Zustand ist der zweite Dichtsitz 40 geschlossen, wohingegen der erste Dichtsitz 36 geöffnet ist. Der Differenzdruckraum 5 (Rückraum) des Druckübersetzers 2 ist in diesem Falle über den zweiten hydraulischen Raum 38, den geöffneten ersten Dichtsitz 36 sowie den ersten hydraulischen Raum 34 mit dem von diesem abzweigenden vierten niederdruckseitigen Rücklauf 35 verbunden, so dass der Druckübersetzer 2 aktiviert ist und in dessen Kompressionsraum 6 komprimierter Kraftstoff über die Hochdruckleitung 8 dem Steuerraum 11 des Kraftstoffinjektors 9 sowie dessen Düsenraum 14 zuströmt.

Wird das zweite Schaltventil 24 wieder geschlossen, bewegt sich der Kolbenverbund 32, 33 aufgrund der in Schließrichtung wirkenden hydraulischen Druckkraft im Steuerraum 29 des Servoventils 23, welche auf die Stirnfläche 28 des zweiten Kolbens 33 wirkt, in seine Ausgangsstellung. Aufgrund der hydraulischen Schließkraft stellt sich eine exakt definierte Schließbewegung über den gesamten Hubweg des Kolbenverbundes 32, 33 ein. Zur Unterstützung der Schließbewegung kann zusätzlich eine Federkraft vorgesehen sein, die in den Ausführungsvarianten des Servoventils 23 gemäß der Figuren 1 und 2 jedoch nicht mehr dargestellt ist.

Zur Stabilisierung der Führung des Kolbenverbundes 32, 33 ist am ersten Kolben 32 des Kolbenverbundes 32, 33 ein integrierter Strömungskanal 41 ausgebildet. Anstelle der in Figur 1 und 2 dargestellten 3/2-Variante des Servoventils 23 kann auch eine 2/2-Variante eingesetzt werden sowie eine 4/2-Variante, bei welcher die Funktion des Rückschlagventils 7 in den Kolbenverbund 32, 33 des Servoventils 23 integriert sein kann.

In leichter Abwandlung der in Figur 1 dargestellten Ausführungsvariante ist bei der in Figur 2 dargestellten Ausführungsvariante der vierte hydraulische Raum 45 vorgesehen, in welchem die auf die Stirnseite 44 des ersten Kolbens 32 in Öffnungsrichtung wirkende Druckkraft herrscht. Der vierte hydraulische Raum 45 ist über die Verbindungsleitung 46 mit dem Differenzdruckraum 5 (Rückraum) des Druckübersetzers 2 verbunden. Gemäß dieser Ausführungsvariante kann die erste Phase der Schließbewegung des Kolbenverbundes 32, 33 beschleunigt werden.

Figur 3 zeigt eine Ausführungsvariante eines Kraftstoffinjektors, wobei der diesem zugeordnete Druckübersetzer ebenfalls über ein Servoventil angesteuert wird.

Abweichend von dem in den Ausführungsvarianten gemäß der Figuren 1 und 2 eingesetzten Übersetzerkolben 3 des Druckübersetzers 2 ist in der Ausführungsvariante gemäß Figur 3 ein Übersetzerkolben 50 mit integriertem Rückschlagventil vorgesehen. Ferner erfolgt die Druckbeaufschlagung des Steuerraums 29 des Servoventils 23 über eine den Arbeitsraum 4 des Druckübersetzers 2 direkt mit dem Steuerraum 29 verbindende zweite Zulaufdrossel 26. Diese ist nicht in die Versorgungsleitung 22, über welche der Arbeitsraum 4 des Druckübersetzers 2 gemäß der Darstellung in Figur 3 mit der Hochdruckquelle 1 (Hochdruckspeicherraum) beaufschlagt wird, integriert.

Der Kraftstoffinjektor 9 gemäß Figur 3 entspricht dem Kraftstoffinjektor, der bereits im Zusammenhang mit den Figuren 1 und 2 beschrieben wurde.

Das Servoventil 23 gemäß Figur 3 ist als servohydraulisch unterstütztes Ventil ausgeführt und umfasst einen ersten Ventilkolbenteil 32, dem ein Durchmesser-kleinerer zweiter Kolbenteil 33 zugeordnet ist. Der Ventilkolben ist einteilig ausgebildet. Das Servoventil 23 wird durch Betätigung des zweiten Schaltventils 24 aktiviert beziehungsweise deaktiviert. Dem zweiten Schaltventil 24 ist ein dritter niederdruckseitiger Rücklauf 25 zugeordnet, über welchen der Steuerraum 29 des Servoventils 23 unter Zwischenschaltung der zweiten Ablaufdrossel 27 in den dritten niederdruckseitigen Rücklauf 25 druckentlastet werden kann.

Der Übersetzerkolben 50 des Druckübersetzers 2 gemäß der Ausführungsvariante in Figur 3 umfasst einen Durchgangskanal 51, welcher den Arbeitsraum 4 mit dem Kompressionsraum 6 Druckübersetzers 2 verbindet. Über das in den Übersetzerkolben 50 integrierte Rückschlagventil 7 erfolgt eine Wiederbefüllung des Kompressionsraums 6 über den Arbeitsraum 4.

Abweichend von den in Figur 1 und 2 dargestellten Ausführungsvarianten hinsichtlich des ersten hydraulischen Raumes 34 am Servoventil 23 ist dieser in der Ausführungsvariante gemäß Figur 3 nicht im Ventilgehäuse 47 des Servoventils 23, sondern am Kolben als Einschnürung 52 ausgebildet.

Figur 3 ist die Schaltstellung des Servoventils 23 zu entnehmen, in der der Druckübersetzer 2 deaktiviert ist. Im Steuerraum 29 liegt bei in seinem Sitz gestellten zweiten Schaltventil 24 über die vom Arbeitsraum 4 abzweigende zweite Zulaufdrossel 26 und die Versorgungsleitung 22 das in der Hochdruckquelle 1 (Hochdruckspeicherraum) herrschende Druckniveau an. Durch die an der Stirnfläche 44 des ersten Ventilkolbenteils 32 angreifende Druckkraft wird dieser in seine obere Position gedrückt, da die auf die Stirnseite 44 einwirkende Schließkraft größer ist als die im dritten hydraulischen Raum 42 an der ringförmig verlaufenden Druckstufe angreifende, in Öffnungsrichtung wirkende Druckkraft. In dieser Position des ersten Ventilkolbenteils 32 ist aufgrund der Überdeckungslänge 37 der erste Dichtsitz 36 geschlossen, wohingegen der zweite Dichtsitz 40 im Gehäuse 47 des Servoventils 23 offensteht. Aufgrund dessen ist der Differenzdruckraum 5 (Rückraum) des Druckübersetzers 2 über den offenstehenden zweiten Dichtsitz 40 und den zweiten hydraulischen Raum 38 mit dem im dritten hydraulischen Raum 42 herrschenden Druck beaufschlagt, so dass der Druckübersetzer 2 deaktiviert bleibt.

Zur Sicherstellung einer ausreichenden Hochdruckdichtheit des zweiten hydraulischen Raumes 42 gegenüber dem niederdruckseitigen vierten hydraulischen Raum 45 und dem von diesem abzweigenden vierten niederdruckseitigen Rücklauf 35 ist am zweiten Ventilkolbenteil 33 die erste Überdeckungslänge 37 ausgebildet. Aufgrund des zweiten Ventilkolbenteils 33 ist die erste Überdeckungslänge 37 in der Ausführungsvariante gemäß Figur 3 gegenüber der ersten Überdeckungslänge 37 in den Ausführungsvarianten gemäß der Figuren 1 und 2 deutlich reduziert.

Figur 4 zeigt den aktivierte Zustand des den Druckübersetzer eines Kraftstoffinjektors ansteuernden Schaltventils.

Ausgehend vom in Figur 3 dargestellten Ausgangszustand wird beim Aktivieren des zweiten Schaltventils 24 gemäß Figur 4 der Steuerraum 29 des Servoventils 23 über die zweite

Ablaufdrossel 27 in den dritten niederdruckseitigen Rücklauf 25 entlastet. Der Kolben 32 fährt aufgrund des abnehmenden Druckes im Steuerraum 29 mit seiner Stirnfläche 44 an einen Anschlag 30. Die Öffnungsbewegung des ersten Ventilkolbenteils 32 und des zweiten Ventilkolbenteils 33 wird durch die im dritten hydraulischen Raum 42 erzeugte hydraulische Öffnungskraft unterstützt. Dieser ist über die Überströmleitung 39 mit dem Differenzdruckraum 5 (Rückraum) des Druckübersetzers 2 verbunden, aus welchem bei Druckentlastung ein nicht unerhebliches Steuervolumen über den dritten hydraulischen Raum 42, den vierten hydraulischen Raum 45 in den vierten niederdruckseitigen Rücklauf 35 abströmt. Im in Figur 4 dargestellten Kaltzustand des Servoventils 23 ist der zweite Dichtsitz 40 geschlossen, wohingegen der erste Dichtsitz 36 aufgrund der aus dem Gehäuse 47 des Servoventils 23 ausgefahrenen ersten Überdeckungslänge 37 offensteht. Der Differenzdruckraum 5 (Rückraum) des Druckübersetzers 2 steht nun über den dritten hydraulischen Raum 42 sowie den geöffneten ersten Dichtsitz 36 über den vierten hydraulischen Raum 45 mit dem vierten niederdruckseitigen Rücklauf in Verbindung, so dass der Übersetzerkolben 50 mit integriertem Rückschlagventil 7 in den Kompressionsraum 6 des Druckübersetzers 2 einfährt. Dadurch werden sowohl der Steuerraum 11 des Kraftstoffinjektors 9 und über den Düsenraumzulauf 15 der Düsenraum 14 des Kraftstoffinjektors 9 mit unter erhöhtem Druck stehenden Kraftstoff beaufschlagt.

Bei erneuter Betätigung des zweiten Schaltventils 24, d.h. einem Verschließen des dritten niederdruckseitigen Rücklaufs baut sich im Steuerraum 29 des Servoventils 23 Druck auf, so dass sich erste Ventilkolbenteil 32 und das zweite Ventilkolbenteil 33 wieder in die in Figur 3 dargestellte Ausgangsstellung bewegen. Durch eine derart erzeugte hydraulische Schließkraft wird im Servoventil 23 eine schnelle, exakt definierte Schließbewegung über den gesamten Hubweg des Ventilkolbens mit erstem Ventilkolbenteil 32 und zweitem Ventilkolbenteil 33 enthaltend, erreicht. Zur Unterstützung der Schließbewegung können im Steuerraum 29 des Servoventils 23 Federelemente vorgesehen sein.

Analog zur Ausbildung der zweiten Kolben 32 gemäß der Ausführungsvarianten in den Figuren 1 und 2 können am zweiten Ventilkolbenteil 33 des Ventilkolbens gemäß der Darstellung in den Figuren 3 und 4 integrierte Strömungskanäle 41 vorgesehen sein, die der Stabilisierung der Kolbenbewegung im Servoventil 23 dienen.

Figur 5 ist eine weitere Ausführungsvariante eines einen Druckübersetzer eines Kraftstoffinjektors ansteuernden Servoventils zu entnehmen.

Die in Figur 5 dargestellte Ausführungsvariante des Servoventils 23 befindet sich in ihrem Ausgangszustand, d.h. in seiner Schließstellung. Der in der Ausführungsvariante gemäß Figur 5 dargestellte Druckübersetzer 2 entspricht der Ausführung des Druckübersetzers

gemäß der Figuren 3 und 4 mit integriertem Rückschlagventil 7. Der Kraftstoffinjektor 9 ist analog zu den im Zusammenhang mit den Figuren 1, 2, 3 und 4 bereits beschriebenen Kraftstoffinjektoren identisch aufgebaut.

5 Abweichend von den bisher dargestellten Ausführungsvarianten des erfindungsgemäß vorgeschlagenen Servoventils 23 umfasst das Servoventil 23 ein mehrteiliges Gehäuse 61, welches ein erstes Gehäuseteil 62, von welchem der vierte niederdruckseitige Rücklauf 35 abzweigt sowie ein zweites Gehäuseteil 63, welches den einteiligen Ventilkolben des Servoventils 23 aufnimmt. Der Ventilkolben 60 umfasst einen ersten Ventilkolbenteil 32 sowie einen im Durchmesser reduzierten Ventilkolbenteil. Der Stirnfläche 28 des im Durchmesser reduzierten Ventilkolbenteils gegenüberliegend ist an der Unterseite des ersten Gehäuseteils 62 des mehrteiligen Gehäuses 61 eine weitere Abdichtung 64 ausgebildet. Die Abdichtung 64 kann als Flachsitz, als Kegelsitz oder als Kugelsitz ausgebildet sein. Am Umfang des im Durchmesser reduzierten Ventilkolbenteils sind ein oder mehrere Strömungskanäle 41 angeordnet. Die Überdeckungslänge 37 am Außenumfang des im Durchmesser reduzierten Ventilkolbens 60 ist, im Vergleich mit den Überdeckungslängen 37 am zweiten Ventilkolbenteil 33 gemäß der Darstellung in den Figuren 3 und 4, weiter reduziert.

10 Im in Figur 5 dargestellten Ausgangszustand, d.h. in dieser Schaltstellung des Servoventils 23, steht im Steuerraum 29 des Servoventils 23 über die zweite Zulaufdrossel 26, den Arbeitsraum 4 des Druckübersetzers 2 sowie die von der Hochdruckquelle (Hochdruckspeicherraum) abzweigende Versorgungsleitung 22, das in der Hochdruckquelle anstehende Druckniveau an. Das zweite Schaltventil 24 verschließt den dritten niederdruckseitigen Rücklauf 25. Aufgrund des im Steuerraum 29 herrschenden Druckes wirkt auf die Stirnseite 44 des ersten Ventilkolbenteils 32 eine in Schließrichtung wirkende Druckkraft. Diese ist im Vergleich zur auf die Ringfläche im dritten hydraulischen Raum 42 auf den ersten Ventilkolbenteil 32 einwirkenden, in Öffnungsrichtung wirksamen Druckkraft größer, so dass der erste Ventilkolbenteil 32 in die in Figur 5 dargestellte Position, die Abdichtung 64 abdichtend, gestellt ist. In dieser Position des Ventilkolbens 60 des Servoventils 23 ist der erste Dichtsitz 36 geschlossen, wohingegen der zweite Dichtsitz 40, ausgestaltet als Schieberdichtung, offen steht. Aufgrund der Abdichtung des vierten hydraulischen Raumes 45 durch die geschlossene Abdichtung 64 entsteht bei geschlossenem Servoventil 23 kein Leckagestrom in den vierten niederdruckseitigen Rücklauf 35. Aufgrund dessen können geringere Anforderungen an die Führungsleckage hinsichtlich der Führungslänge sowie des tolerablen Spiels an der ersten Überdeckungslänge 37 zugelassen werden.

15

20

25

30

35

Die Abdichtung 64 kann in vielfältiger Weise ausgeführt werden, wobei sich deren Ausbildung als Flachsitz, Kegelsitz oder Kugelsitz darstellen lässt. Besonders vorteilhaft ist die

Ausführung der Abdichtung 64 als Flachsitz in Verbindung mit einem mehrteiligen Gehäuse 61 des Servoventils 23. Wird die Abdichtung 64 insbesondere als Flachsitz in einem separaten Gehäuseteil 62 ausgebildet, kann ein eventuell auftretender Achsversatz zwischen dem Ventilkolben 60 des Servoventils 23 und dem Gehäuse 62 ausgeglichen werden.

- 5 Mit der in Figur 5 dargestellten Bauform des Servoventils 23 wird eine hohe, die Dichtwirkung verbessernde Schließkraft auf den Ventilkolben 60 des Servoventils 23 aufgebracht, wodurch sich an der Abdichtung 64 bei Ausführung als Flachsitz beispielsweise, eine sehr hohe Flächenpressung und damit eine gute Abdichtwirkung einstellt.
- 10 Im in Figur 5 dargestellten Ruhezustand des Servoventils 23 steht der Differenzdruckraum 5 (Rückraum) des Druckübersetzers 2 über die offenstehende Dichtkante 40 und den im zweiten Gehäuseteil 63 ausgebildeten zweiten hydraulischen Raum 38 unter Zwischenschaltung des dritten hydraulischen Raumes 42 mit dem in der Hochdruckquelle 1 (Hochdruckspeicherraum) herrschenden Druck in Verbindung. Der Druckübersetzer 2 ist damit deaktiviert, da sowohl im Arbeitsraum 4 als auch im Differenzdruckraum 5 (Rückraum) der gleiche Druck herrscht.
- 15

Bei Aktivierung des zweiten Schaltventils 24 wird der Steuerraum 29 des Servoventils 23 druckentlastet.

- 20 Figur 6 zeigt das Servoventil gemäß der Ausführungsvariante in Figur 5 bei Betätigung durch das zweite Schaltventil 24.

Aufgrund einer Druckentlastung des Steuerraums 29 des Servoventils 23 strömt Kraftstoff über das zweite Schaltventil 24 in den dritten niederdruckseitigen Rücklauf 25. Der Ventilkolben 60 des Servoventils 23 bewegt sich auf einen im Steuerraum 29 des Servoventils 23 ausgebildeten Anschlag 30 zu. An diesem Anschlag 30 liegt die Stirnseite 44 des Ventilkolbens 60 gemäß der Darstellung in Figur 6 an. Durch die im dritten hydraulischen Raum 42 erzeugte hydraulische Öffnungskraft aufgrund des vom Differenzdruckraum 5 über die Überströmleitung 39 überströmenden Steuervolumens wird eine schnelle exakte Öffnung erreicht. Bei der Öffnungsbewegung des Ventilkolbens 60 wird zuerst die Abdichtung 64 geöffnet und die Dichtkante 40 verschlossen. Erst danach erfolgt ein Öffnen des als Schieberdichtung ausgebildeten ersten Dichtsitzes 36. Dadurch kann verhindert werden, dass sich ein Kurzschluss-Leckagestrom aus dem zweiten hydraulischen Raum 38 in den vierten niederdruckseitigen Rücklauf 35 einstellt. Nunmehr wird der Differenzdruckraum 5 des Druckübersetzers 2 über den dritten hydraulischen Raum 42, die offenstehende Schieberdichtung 36, die offenstehende Abdichtung 64 sowie einen im ersten Gehäuseteil 62 ausgebildeten weiteren hydraulischen Raum 65 mit dem vierten niederdruckseitigen Rücklauf

35 verbunden. Somit ist der Druckverstärker 2 aktiviert und komprimiert das im Kompressionsraum 6 enthaltene Kraftstoffvolumen.

Bei erneuter Betätigung des zweiten Schaltventils 24 und einer damit einhergehenden Wiederbefüllung des Steuerraums 29 des Servoventils 23 bewegt sich der Ventilkolben 60 des Servoventils 23 durch die sich im Steuerraum 29 aufbauende hydraulische Druckkraft in seine Ausgangsstellung gemäß der Darstellung in Figur 5. Durch den Aufbau der hydraulischen Schließkraft im Steuerraum 29 des Servoventils 23 wird eine exakt erfolgende definierte Schließbewegung über den gesamten Hubbereich des Ventilkolbens 60 gewährleistet. Zur Unterstützung der Schließbewegung können zusätzlich in den Steuerraum 29 integrierte Federelemente dienen, die jedoch in den Darstellungen gemäß der Figuren 5 und 6 nicht näher dargestellt sind. Beim Schließen des Servoventils 23 erfolgt zunächst ein Schließen des ersten Dichtsitzes (Schieberdichtung 36). Durch Schließen der Schieberdichtung 36 wird der Differenzdruckraum 5 (Rückraum) des Druckübersetzers 2 vom vierten niederdrukseitigen Rücklauf 35 abgekoppelt. Erst nach einem weiteren Schließhub des Ventilkolbens 60 und damit nach einer Verzugszeit t_1 , erfolgt das Öffnen der Dichtkante 40, so dass der Druckübersetzer 2 erst dann vollständig deaktiviert wird. Bei weiterem Hub des Ventilkolbens 60 in Richtung auf die Abdichtung 64 erfolgt deren Schließen. Durch die Verzugszeit t_1 bleibt nach der Vornahme einer Haupteinspritzung noch für kurze Zeit ein Druckpolster im Düsenraum 14 des Kraftstoffinjektors erhalten, welches für eine Nacheinspritzung unter hohem Druck ausgenutzt werden kann. Durch diese Schaltfolge des Öffnens beziehungsweise Verschließens der Dichtstellen 36, 40, 64 kann eine Überschneidung von Öffnungsquerschnitten vermieden werden, d.h. während der Bewegung des Ventilkolbens tritt keine Phase mit gleichzeitiger Öffnung zweier Strömungsquerschnitte auf.

Der im Durchmesser reduzierte Kolbenteil des Ventilkolbens 60 gemäß der Darstellungen in Figur 5 und 6 umfasst zur Stabilisierung der Kolbenbewegung im Führungsbereich ein oder mehrere integrierte Strömungskanäle 41. Die Rückläufe 19, 21, 25, 35 können anstelle von in den Figuren 1 bis 6 getrennt voneinander ausgebildeten Rückläufen auch teilweise oder komplett zusammengeführt werden und an allen Rückläufen gemeinsames Rücklaufsystem angeschlossen werden.

Bezugszeichenliste

- 1 Hochdruckquelle (Hochdruckspeicherraum)
- 2 Druckübersetzer
- 5 3 Übersetzerkolben
- 4 Arbeitsraum
- 5 Differenzdruckraum (Rückraum)
- 6 Kompressionsraum
- 7 Rückschlagventil
- 10 8 Hochdruckleitung
- 9 Kraftstoffinjektor
- 10 Einspritzventilglied
- 11 Steuerraum
- 12 erste Zulaufdrossel
- 15 13 erste Ablaufdrossel
- 14 Düsenraum
- 15 Düsenraumzulauf
- 16 Einspritzöffnung
- 17 Druckstufe
- 20 18 erstes Schaltventil
- 19 erster niederdruckseitiger Rücklauf
- 20 Federelement
- 21 zweiter niederdruckseitiger Rücklauf
- 22 Versorgungsleitung
- 25 23 Servoventil
- 24 zweites Schaltventil
- 25 dritter niederdruckseitiger Rücklauf
- 26 zweite Zulaufdrossel
- 27 zweite Ablaufdrossel
- 30 28 Kolbenstirnfläche
- 29 Steuerraum Servoventil
- 30 Anschlag
- 31 Ventilfeder
- 32 erster Ventilkolbenteil
- 35 33 zweiter Ventilkolbenteil
- 34 erster hydraulischer Raum
- 35 vierter niederdruckseitiger Rücklauf
- 36 Schieberdichtung
- 37 erste Überdeckungslänge (h_1)

- 38 zweiter hydraulischer Raum
- 39 Überströmleitung
- 40 Dichtkante
- 41 integrierter Strömungskanal
- 5 42 dritter hydraulischer Raum
- 43 Verbindungsleitung Differenzdruckraum zweiter hydraulischer Raum
- 44 Stirnseite
- 45 vierter hydraulischer Raum
- 46 Verbindungsleitung Differenzdruckraum – vierter hydraulischer Raum
- 10 47 Servoventil-Gehäuse

- 50 Übersetzerkolben mit integriertem Rückschlagventil
- 51 Durchgangskanal
- 52 Einschnürung

- 15 60 Ventilkolben
- 61 mehrteiliges Gehäuse
- 62 erster Gehäuseteil
- 63 zweiter Gehäuseteil
- 20 64 Abdichtung
- 65 weiterer hydraulischér Raum

Patentansprüche

1. Servoventil zur Betätigung eines Druckübersetzers (2), welcher einem Kraftstoffinjektor (9) zugeordnet ist, wobei der Druckübersetzer (2) einen Arbeitsraum (4) aufweist, der durch einen Übersetzerkolben (3, 50) von einem Differenzdruckraum (5) getrennt ist, und die Druckänderung im Differenzdruckraum (5) des Druckübersetzers (2) über das Servoventil (23) erfolgt, welchem ein dieses aktivierendes Schaltventil (24) zugeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, dass in einem Ventilgehäuse (47; 61, 62, 63) des Servoventils (23), dessen Steuerraum (29) sowohl mit einer Hochdruckquelle (1) verbindbar, als auch in einen niederdruckseitigen Rücklauf (25) druckentlastbar ist und zur Erzeugung einer schnellen Schließbewegung am Ventilkolben (32; 33, 60) zwischen dem Steuerraum (29) und einem hydraulischen Raum (42) eine in Schließrichtung des Ventilkolbens (32, 33, 60) wirkende Druckstufe (44, 28) ausgebildet ist und am Ventilkolben (32, 33, 60) Steuerkanten (36, 40) ohne gemeinsame Öffnungsphase ausgebildet sind..
10
2. Servoventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Ventilkolben einen ersten Ventilkolbenteil (32) sowie einen im Durchmesser reduzierten zweiten Ventilkolbenteil (33) aufweist.
20
3. Servoventil gemäß Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass an dem im Durchmesser reduzierten Ventilkolbenteil (32) eine eine Schieberdichtung (36) bildende Überdeckungslänge (37) ausgebildet ist.
- 25 4. Servoventil gemäß Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass an dem im Durchmesser reduzierten Ventilkolbenteil (33) des Ventilkolbens (32, 33, 60) ein oder mehrere Strömungskanäle (41) ausgebildet sind.
- 30 5. Servoventil gemäß Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Trennstelle des ersten Ventilkolbensteils (32) und des im Durchmesser reduzierten zweiten Ventilkolbensteils (33) in einem niederdruckseitigen Raum (34) liegt, wobei Stirnseiten (28, 44) der Ventilkolbenteile (32, 33) mit Hochdruck beaufschlagt sind.
35
6. Servoventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass ein vom Steuerraum (29) ausgehender Führungsabschnitt im Servoventilgehäuse (47) in einen mit Hochdruck beaufschlagten zweiten hydraulischen Raum (29, 38) mündet.

7. Servoventil gemäß Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Führungsabschnitt des ersten Ventilkolbenteils (32) im Servoventilgehäuse (47) ventiltaschenfrei ausgebildet ist.

5 8. Servoventil gemäß Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass am Ventilkolben (60) eine weitere Abdichtung (64) ausgebildet ist, die mit einem Gehäuseteil (62) eines mehrteilig ausgebildeten Ventilgehäuses (61) zusammenwirkt.

10 9. Servoventil gemäß Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die weitere Abdichtung (64) als Flachsitz ausgeführt ist.

15 10. Servoventil gemäß Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass am Ventilkolben (60) oberhalb einer Überdeckungslänge (37) mit einem zweiten Gehäuseteil (63) des mehrteiligen Gehäuses (61) ein Abströmen von Kraftstoff ermöglichte, integrierte Strömungskanäle (41) ausgebildet sind.

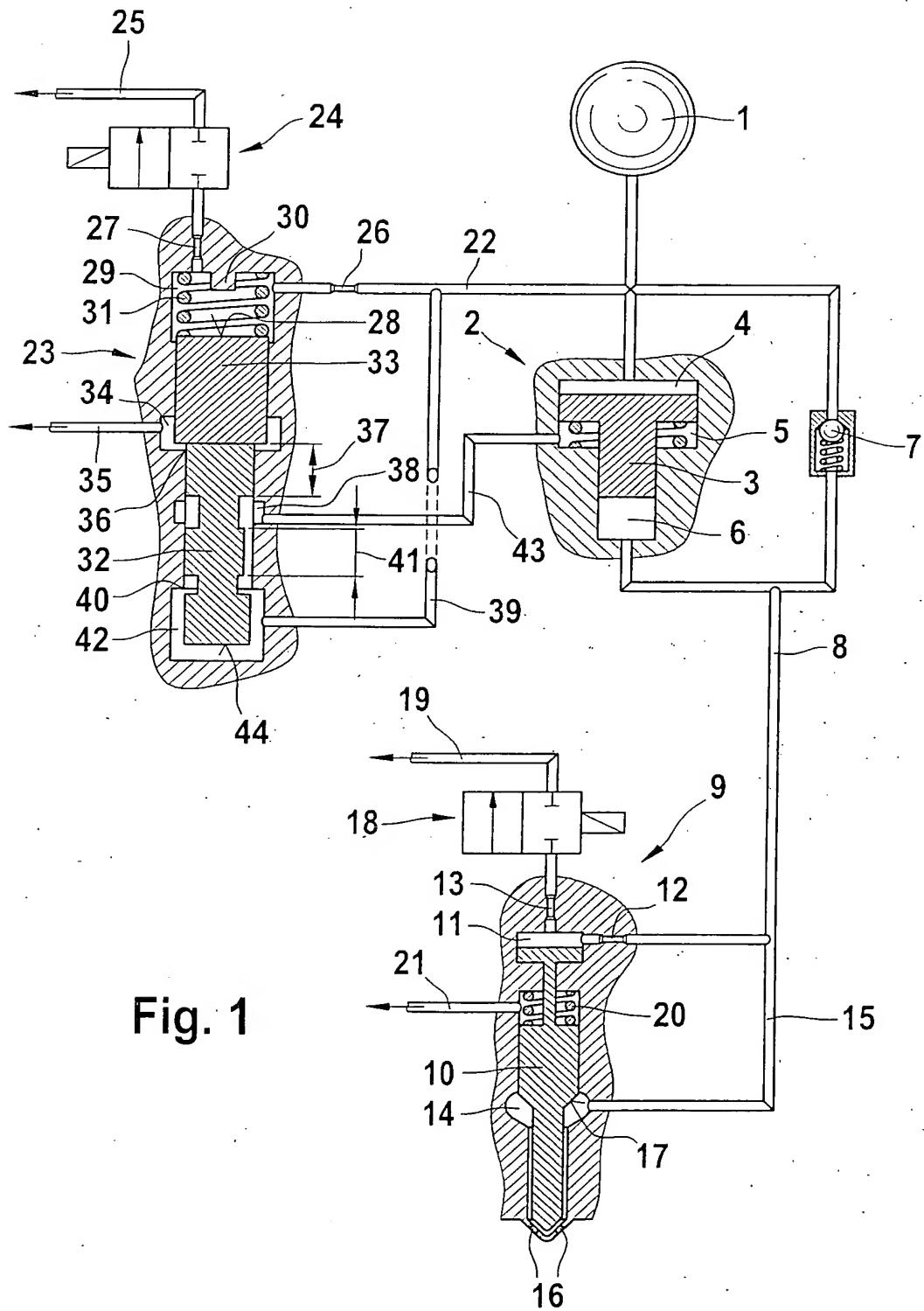
11. Servoventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass eine in Öffnungsrichtung des Servoventilkolbens (32, 33) wirksame Druckfläche (44) mit dem im Differenzdruckraum (5) herrschenden Druck beaufschlagt ist.

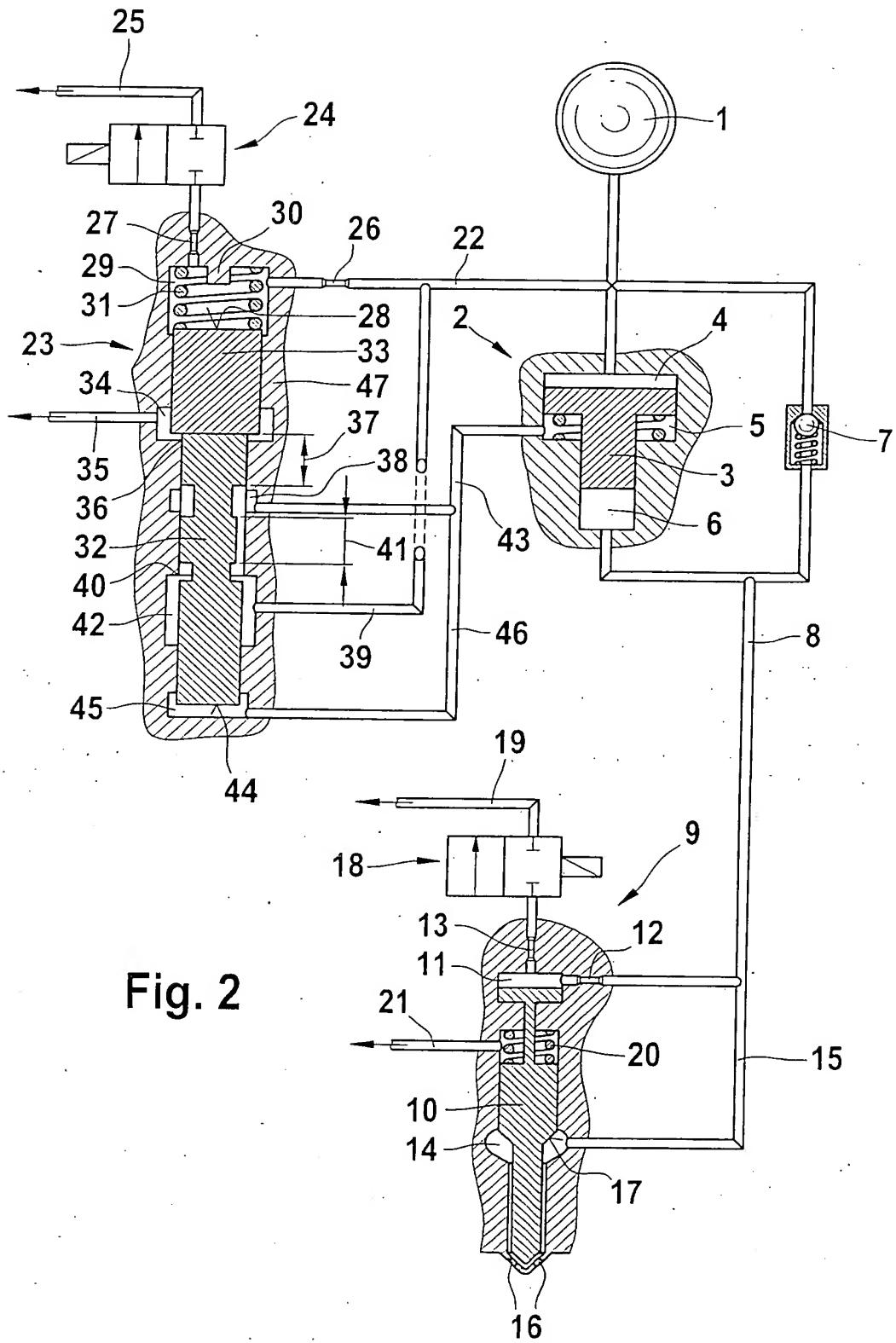
20 12. Servoventil gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass bei deaktiviertem Servoventil die Niederdruckseite (5) durch einen Führungsabschnitt (37) am Ventilkolben (32, 33, 60) gegen die Hochdruckseite (38, 39) abgedichtet ist.

Zusammenfassung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Servoventil zur Betätigung eines Druckübersetzers (2),
5 welcher einem Kraftstoffinjektor (9) zugeordnet ist, wobei der Druckübersetzer (2) einen
Arbeitsraum (4) aufweist, der durch einen Übersetzerkolben (3, 50) von einem Differenz-
druckraum (5) getrennt ist, und die Druckänderung im Differenzdruckraum (5) des Druck-
übersetzers (2) über das Servoventil (23) erfolgt, welchem ein dieses aktivierendes Schalt-
ventil (24) zugeordnet ist. In einem Ventilgehäuse (47; 61, 62, 63) des Servoventils (23) ist
10 dessen Steuerraum (29) sowohl mit einer Hochdruckquelle (1) verbindbar, als auch in ei-
nen niederdruckseitigen Rücklauf (25) druckentlastbar und zur Erzeugung einer schnellen
Schließbewegung am Ventilkolben (32; 33, 60) zwischen dem Steuerraum (29) und einem
hydraulischen Raum (42) eine in Schließrichtung des Ventilkolbens (32, 33, 60) wirkende
Druckstufe (44, 28) ausgebildet ist und am Ventilkolben (32, 33, 60) Steuerkanten (36, 40)
15 ohne gemeinsame Öffnungsphase ausgebildet sind.

(Figur 3)





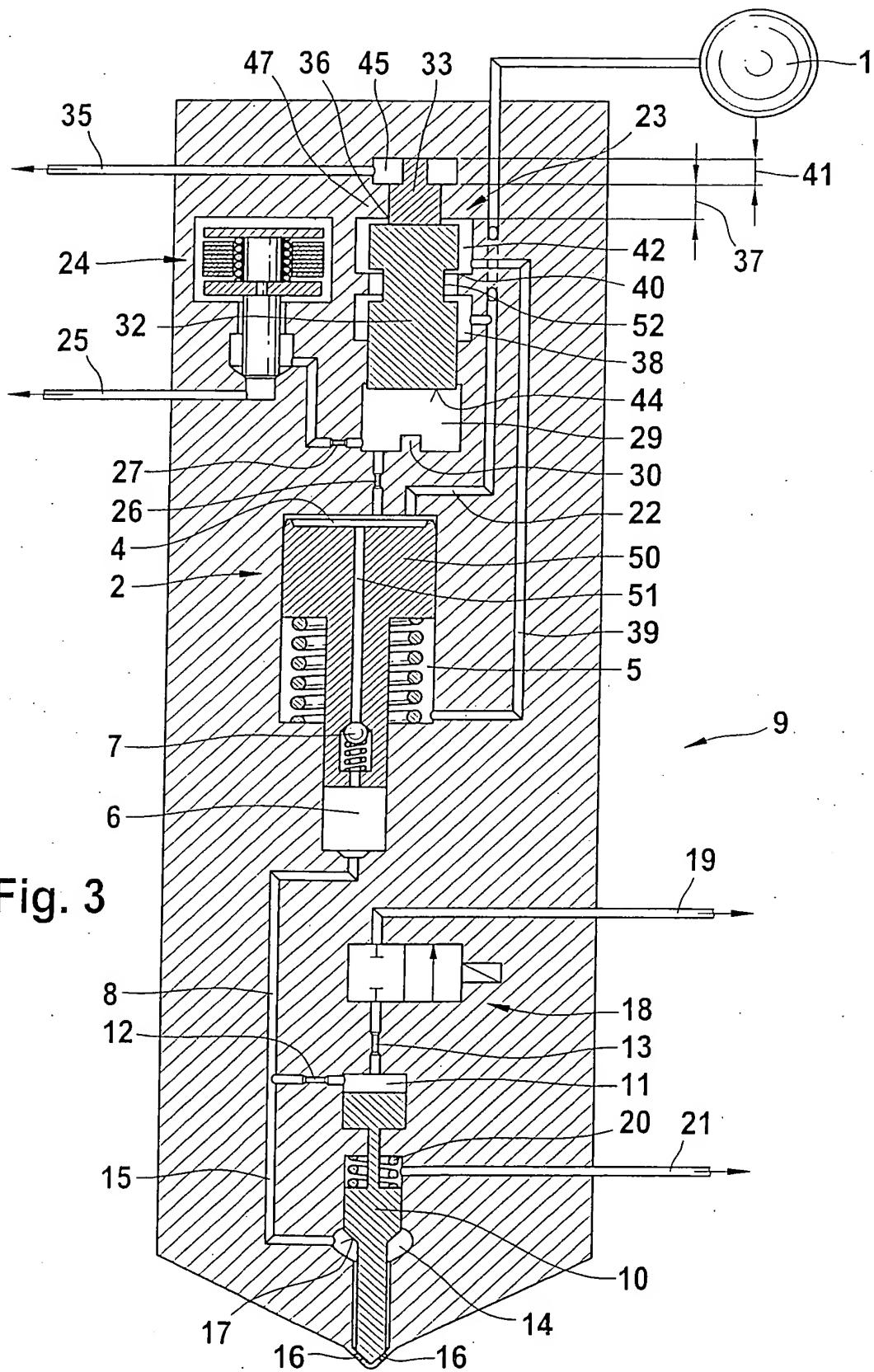


Fig. 3

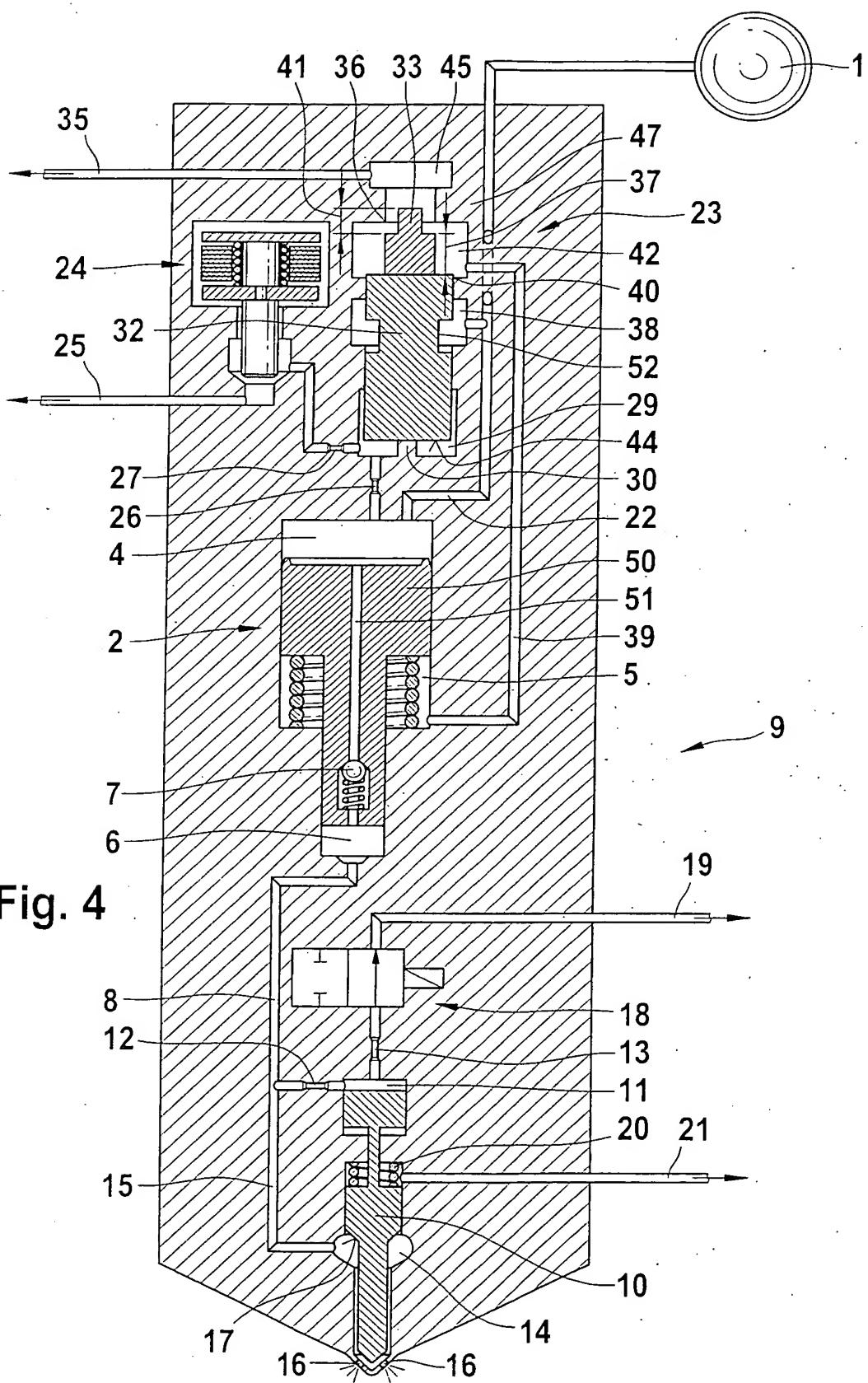


Fig. 4

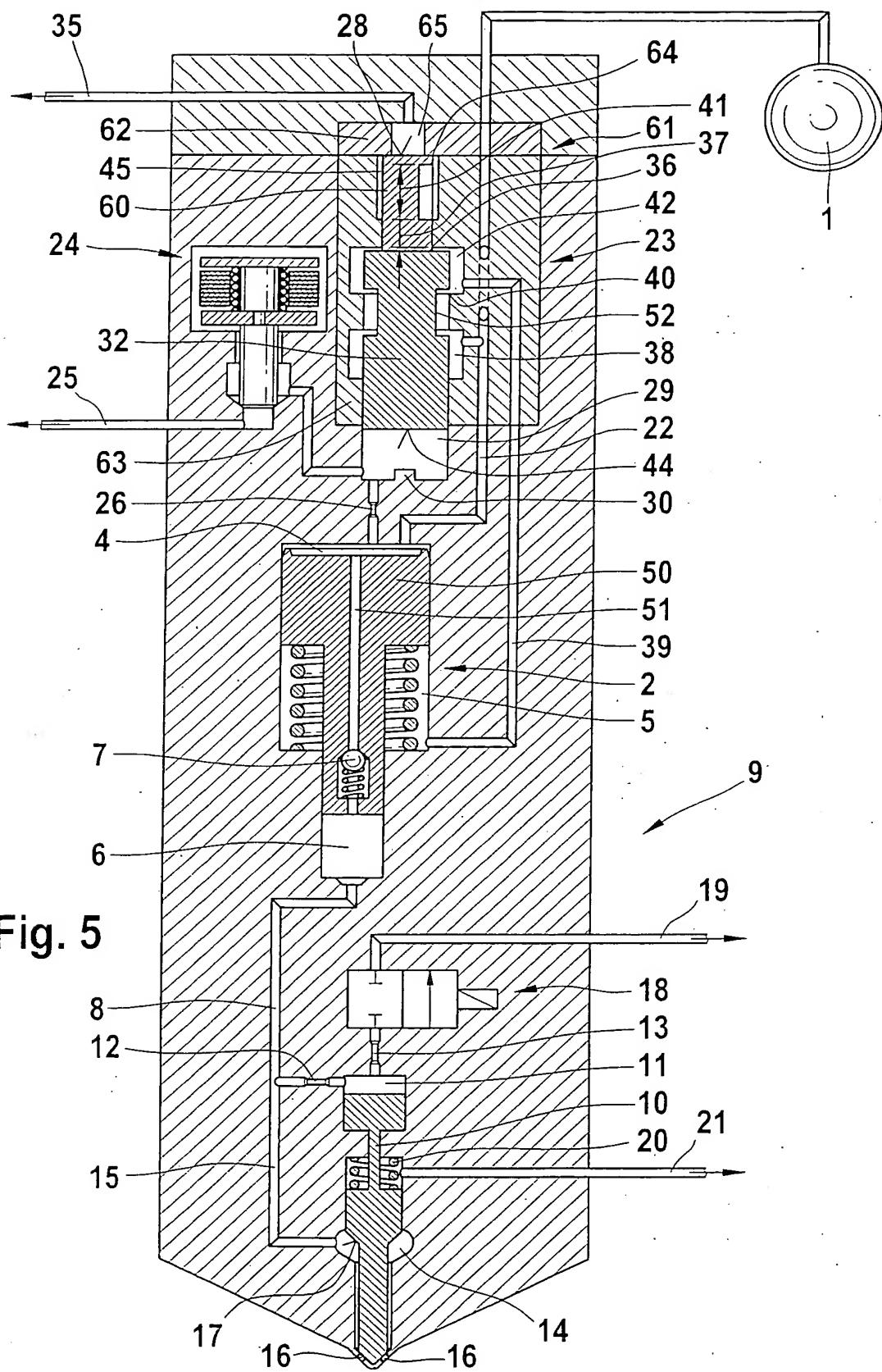


Fig. 5

